

Courte comparaison thermodynamique (théorique)

des cycles de Beau de Rochas et de Miller (moteur essence) [1]

A la vue de la description faite dans l'article précédent, il apparaît important de préciser des éléments de comparaisons, notamment au niveau thermodynamique.

Le cycle de Miller est un cycle à détente étendue, c'est-à-dire que son taux de détente est supérieur à son taux de compression. La baisse de ce dernier contribue aussi au contrôle des pics de température et de pression des gaz dans les cylindres. La figure 1, ci-dessous, compare les deux cycles en illustrant bien le travail additionnel qui peut être extrait du cycle de Miller (ombré) : une hausse significative de l'efficacité du moteur peut être obtenue dans les cycles à détente étendue, spécialement aux taux de compression les plus bas (montré par Heywood [2]).

A partir des explications ci-dessus, on comprend que le cycle de Miller peut être créé par l'augmentation de la longueur de course de détente-échappement, puisque l'on assumera que la compression commence au

même point. Le travail de cette course supplémentaire peut être estimé, le travail de compression (W_c) et le travail d'expansion (W_e) sont, pour le cycle de Beau de Rochas ou d'Otto :

$$W_{cOtto} = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

$$W_{eOtto} = \int_{V_2}^{V_1} p dV$$

et pour le cycle de Miller :

$$W_{c, Miller} = \int_{V_6}^{V_1} p dV + \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

$$W_{e, Miller} = \int_{V_2}^{V_4} p dV + \int_{V_4}^{V_5} p dV$$

Assumant que la compression et la détente des gaz dans le cylindre suivent des changements d'état polytropiques [3], la pression dans le cylindre peut être décrite par :

$$p = p_0 V_0^n \frac{1}{V^n}$$

où l'indice 0 indique les conditions de départ et n le coefficient polytropique.

La résolution de l'intégrale permet d'exprimer les travaux nets (W_e , W_c) des deux cycles en fonction des volumes V_2 , V_1 , V_6 et des pressions p_1 , p_2 , p_3 .

Le taux de compression $r_c = V_1/V_2$ est identique pour les deux mo-

teurs. Pour le moteur fonctionnant avec un cycle de Beau de Rochas, $r_e = r_c$, alors que l'on peut définir un « taux de cycle de Miller », ϵ , exprimant la différence relative entre ces taux :

$$\epsilon = \frac{r_e}{r_c} = \frac{V_6/V_2}{V_1/V_2} = \frac{V_6}{V_1}$$

Avantages du cycle étendu, en termes d'efficacité

Dans les moteurs à explosion conventionnels modernes, le taux de compression est généralement limité à une valeur d'environ 10 en raison de limites d'autoallumage des carburants (avec quelques exceptions). La pression maximum du cycle, p_3 , dépendra de la quantité de chaleur ajoutée à la charge dans la phase 2-3 à volume constant. Le ratio p_3/p_2 des moteurs à explosion se situe généralement autour de 3 à pleine charge.

Les figures 2 et 3, page suivante, illustrent l'avantage du point de vue efficacité que le cycle de Miller propose en comparaison du cycle Beau de Rochas équivalent, spécialement à bas taux de compression. De plus, on voit une influence notable sur l'apport de chaleur, montrant que les moteurs à cycle de Miller sont adaptés à des conditions de charge élevées voire aussi pour des carburants à haute chaleur spécifique.

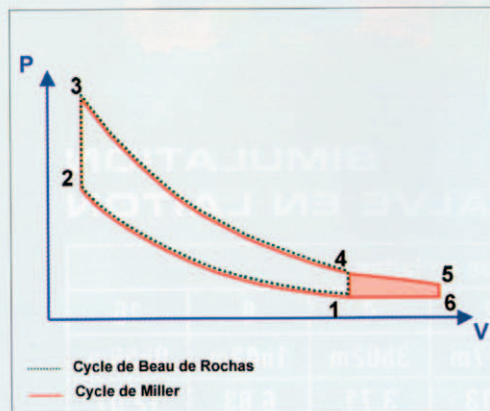


Fig. 1 : Comparaison des cycles de Beau de Rochas (ou Otto) et de Miller

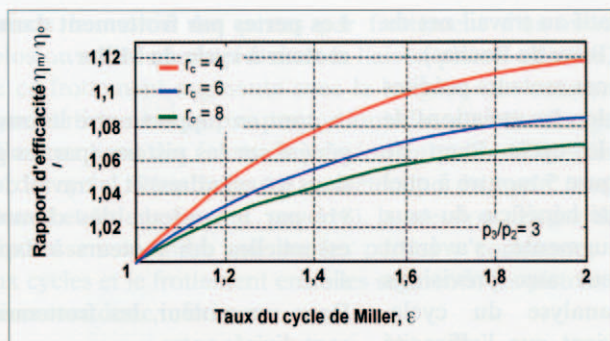


Fig. 2 : Influence du taux de compression sur le rapport d'efficacité du cycle de Miller (m) sur le cycle d'Otto (o)

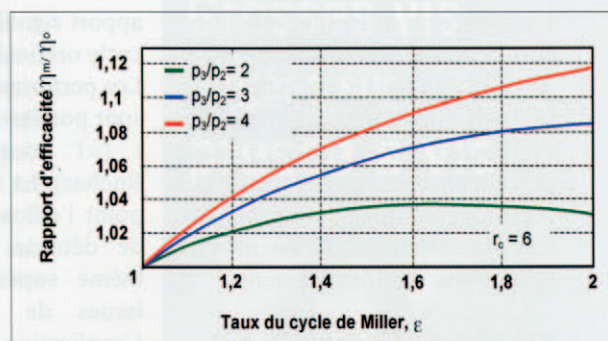


Fig. 3 : Influence de la quantité de chaleur entrante sur le rapport d'efficacité du cycle de Miller (m) sur le cycle d'Otto (o)

Réduction de la puissance obtenue

La vitesse de fonctionnement d'un moteur est limitée par la résistance aux flux gazeux et les contraintes sur les composants mécaniques du moteur quand son rendement est lui grandement influencé par les pertes de pression via les soupapes. Dans certains cas, une vitesse moyenne de piston faible est souhaitable pour limiter les pertes par pompage. La conception du moteur doit être modifiée pour qu'il présente une course plus longue. Cela implique de réduire sa vitesse de fonctionnement pour conserver la même vitesse moyenne du piston, ce qui induit une réduction de la puissance délivrée par le moteur.

Avec une vitesse moyenne de piston $\bar{S}_p = 2SN$ (S : longueur de course du piston, N : vitesse de fonctionnement), la puissance délivrée par le moteur devient :

$$P = W_{\text{net}} N = W_{\text{net}} \frac{\bar{S}_p}{2S} \frac{1}{n_R}$$

(W_{net} : travail net délivré par le moteur lors du cycle, n_R : nombre de tours du moteur par course motrice, soit 2 pour un moteur à quatre temps).

Pour un travail constant délivré à chaque cycle et une vitesse de piston moyenne, la puissance du moteur est inversement proportionnelle à la longueur de course. Dans le moteur à cycle de Miller, le travail délivré n'est

pas constant, mais augmente avec la longueur de course, ce qui doit être pris en compte.

Le ratio de puissance délivrée :

$$\frac{P_m}{P_o} = \frac{W_{\text{net } m}}{W_{\text{net } o}} \times \frac{S_o}{S_m} \quad \text{où} \quad \frac{S_o}{S_m} = \frac{r_c - 1}{r_e - 1}$$

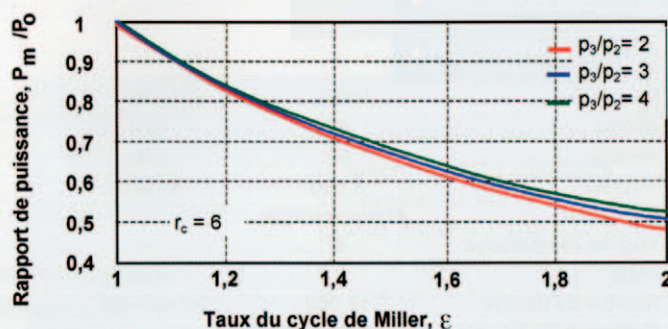
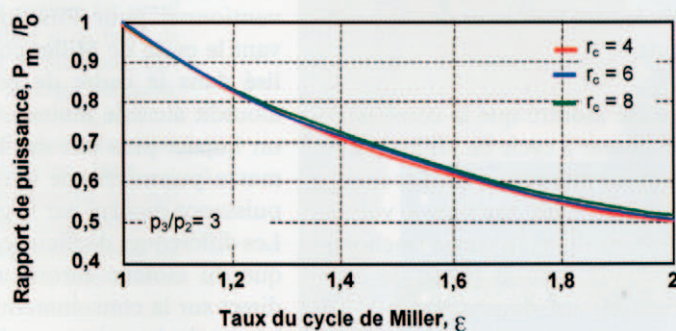


Fig. 4 : Perte de puissance du cycle de Miller (m) suivant le taux de compression et de la quantité de chaleur entrante, vitesse moyenne de piston constante

Courte comparaison thermodynamique (théorique)

La réduction théorique significative (comme attendue) de puissance du moteur à cycle de Miller due à la vitesse réduite du moteur est portée sur la figure 3, page précédente, bien que l'on voie que le taux de compression ou la quantité de chaleur apportée ne l'influence pas significativement.

Résultats de simulation (moteur à cycle Beau de Rochas comparé au même moteur, à course étendue)

Les données de simulation ont été instruites pour des moteurs à cycle Beau de Rochas et à cycle de Miller avec $\epsilon = 1.2$, $\epsilon = 1.4$ et $\epsilon = 1.6$.

Le moment d'allumage optimal (donnant la meilleure efficacité, dépendant des conceptions et des différences de vitesse moteur) ont été identifiés pour toutes les conceptions et les résultats présentés sont tous issus de ces conditions.

Il a été montré que la combustion du moteur à cycle de Miller bénéficie de sa moindre vitesse et se situe très près d'un *process* à volume constant (dans la partie isochore – théorique – de la phase de compression) du diagramme p-V (figure 1). Le travail de détente supplémentaire (Miller) montre un

apport significatif au travail net du cycle original (Beau de Rochas).

Les performances moteurs prédites sont portées selon les variations de ϵ ($=1$ pour le cycle Beau de Rochas). La figure 5 montre à quel point l'efficacité bénéficie du taux de détente augmenté, s'avérant même supérieur aux prévisions issues de l'analyse du cycle. L'explication vient que l'efficacité d'un moteur réel dépend d'un nombre de facteurs, dont les pertes par transfert thermique, le changement de volume en cours de combustion et les mouvements de gaz dans le cylindre qui ne sont pas pris en compte dans les analyses de cycle. La puissance indiquée du moteur, figure 5, est vue chutant quand le taux de détente augmente, toutefois dans des proportions légèrement moindres que prévues précédemment. A noter que en plus de réduire la puissance délivrée par le moteur, la modification d'un moteur conventionnel pour fonctionner suivant le cycle de Miller comme réalisé dans le cadre de cette étude alourdit aussi le moteur. Ceci aura un impact plus fort sur le rapport masse/puissance que le rapport de puissance montré par le graphique. Les différences d'efficacité mécanique du moteur auront un impact direct sur la consommation de carburant et la puissance délivrée et doivent donc être prises en compte.

Les pertes par frottement dans le moteur à cycle de Miller...

... sont en rapport entre le travail généré sur les pistons (par les gaz dans les cylindres) et le travail délivré par le moteur, des données essentielles des moteurs à explosion.

Dans un moteur, les frottements sont divisés entre :

- (a) le pompage nécessaire à l'admission de gaz nouveau dans les cylindres et à l'échappement des gaz brûlés,
- (b) le travail nécessaire à l'entraînement d'accessoires comme les pompes à eau et à huile et,
- (c) le frottement mécanique des composants en mouvement.

Dans les plus petits moteurs, ces données peuvent varier typiquement entre 20 % (à pleine charge) et 100 % (au ralenti) du travail nominal.

La longueur de course étendue et le volume déplacé dans un moteur à cycle de Miller augmenteront les pertes par frottement et l'amélioration de rendement, comme exposé précédemment, sera pénalisée. La puissance nécessaire aux mouvements des soupapes et des accessoires sera équivalente entre les deux types de cycle et les pertes par pompage seront équivalentes en raison d'une même vitesse moyenne de piston.

Paramètre	Valeur	Unité
Course	60	mm
Alésage	50	mm
Vitesse	3 000	tr/min
Aspiration	Atmosphérique	-
Taux de compression	6	-
PMEF*		kPa
Nombre de nœuds	12 000	par cylindre
Carburant	Méthane	-
Rapport carburant-air	1	-

* Pression moyenne efficace au frein

Données d'entrée de simulation

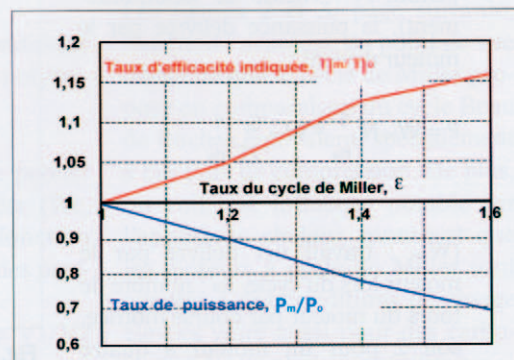


Fig. 5 : Prédiction des performances du moteur à cycle Miller : avantage sur l'efficacité indiquée et perte de puissance

Environ la moitié des pertes par frottement d'un moteur à explosion sont concentrées dans la liaison piston-cylindre. Bien que ce frottement augmente avec la longueur de course, cette augmentation ne sera pas proportionnelle au ratio du cycle de Miller en raison des écarts de pression entre les différentes parties du cycle. Dans la partie surdétendue du cycle (entre les points 4 et 5 de la figure 1, page 18), la pression des gaz dans le cylindre sera moindre que sur les parties « communes » aux deux cycles et le frottement entre les segments, les pistons et les paliers sera donc inférieur.

Considérons un moteur dans lequel 20 % du travail nominal est perdu en frottements et que la moitié de cette valeur est liée aux frottements mécaniques induits par le taux de cycle de Miller. Si ce frottement augmente proportionnellement à ϵ (hypothèse pessimiste), $\epsilon = 1.2$ signifierait une augmentation des pertes par frottement de 2 % du travail nominal. Comparant cette donnée aux résultats de la figure 5, page précédente, on remarquera qu'elle représente la moitié de l'avantage d'efficacité estimé pour un moteur à cycle de Miller. L'augmentation du travail net de ce moteur compensera largement ces pertes par frottement supplémentaires dues à l'allongement de la course. ■

Fabrice Chevaleyre

[1] *A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications* [Comparaison des cycles de Miller et de Beau de Rochas pour des moteurs à gaz naturel à cycle combiné], R. Mikalsen, Y.D. Wang, A.P. Roskilly; Sir Joseph Swan Institute for Energy Research, Newcastle University, Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, United Kingdom

[2] *Internal combustion engine fundamentals* [Les fondamentaux des moteurs à combustion interne], Heywood J.B., McGraw-Hill, Inc., 1988.

[3] Un procédé polytropique est un procédé thermodynamique qui suit la relation : $pV^n = C$, (p est la pression, V le volume, n l'exposant polytropique est un nombre réel, et C une constante), caractérisant précisément les process de certains systèmes, notamment la compression ou la détente d'un gaz.

Documents Scuderi Group, LLC, Inc.

ENGLISH

Thermodynamic comparison of Otto and Miller cycles

The previous paper details SSC operation through a thermodynamic approach. This paper is a brief theoretical thermodynamic comparison of Otto and over-expanded Miller cycles (spark ignition), i.e. its expansion ratio is higher than its compression ratio helping to control peak in-cylinder gas temperatures and pressures.

Lasco

Grosses vis forgées sur presse à vis

- Marteaux
- Presses hydrauliques
- **Presses à vis**
- Laminoirs
- Refouleuses électriques
- Automatisation

Les grosses vis d'assemblage d'éoliennes sont réalisées sur presses à vis LASCO qui savent délivrer toute leur puissance avec un maximum de précision et une consommation réduite au minimum. Les presses à vis à entraînement direct – un produit du spécialiste des machines et installations de forgeage.

LASCO UMFORMTECHNIK
WERKZEUGMASCHINENFABRIK

Lasco

www.lasco.com - Tél. +49 9561/642-0